



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

PÁSOVÝ DOPRAVNÍK PRO MONTÁŽNÍ LINKU

BELT CONVEYOR FOR ASSEMBLY LINE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Marek Smejkal

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.

BRNO 2017

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Marek Smejkal**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce: **doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.**
Akademický rok: 2016/17

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Pásový dopravník pro montážní linku

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Výpočet a konstrukční řešení dopravníku pro montážní linku náprav automobilů.

Rozměrové a výkonnostní parametry:

- rychlost dopravy 66,67 mm.s⁻¹,
- délka dopravníku 5 000 mm,
- výška dopravníku 850 mm s možností nastavení +/- 30 mm,
- dopravované díly max. 10 kusů ramen přední nápravy,
- parametry dílu hmotnost 20 kg, rozměry: 500 mm x 250 mm x 80 mm.

Cíle bakalářské práce:

Provést funkční výpočet dopravníku, určit hlavní rozměry.

Navrhnout pohon, napínání pásu, ložiska.

Zohlednit řízení pohonu měničem frekvence při počtu sepnutí motoru 120 za hodinu.

Zohlednit - představit tvar, velikost a polohy dopravovaných dílů.

Nakreslit detailně propracovaný sestavný výkres dopravníku včetně pohonu i napínání pásu.

Seznam doporučené literatury:

SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš (ed.). Konstruování strojních součástí. 1. vyd. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 9788021426290.

BIGOŠ, Peter, Jozef KULKA, Melichar KOPAS a Martin MANTIČ. Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. Vyd. 1. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 9788055311876.

POLÁK, Jaromír, Jiří PAVLISKA a Aleš SLÍVA. Dopravní a manipulační zařízení I. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2001. ISBN 8024800438.

KOVÁČ, Milan a Vladimír KLAPITA. Manipulácia s materiálom v doprave. 1. vyd. V Žiline: EDIS, 2003. ISBN 8080701741.

LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 1. vyd. Úvaly: Albra, 2003. ISBN 8086490742.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá problematikou pásových dopravníků, především v použití pro kusovou přepravu. Cílem práce je provést výpočet a konstrukční řešení pásového dopravníku pro montážní linku s parametry dle zadání. Postup návrhu byl proveden dle normy ČSN ISO 5048. Hlavním přínosem této práce je navržení zařízení dle zadání.

KLÍČOVÁ SLOVA

Pásový dopravník, kusová přeprava, pohon dopravníku, elektrobuben, dopravní pás.

ABSTRACT

This bachelor thesis deals with the problems of belt conveyors, especially in the use for material handling. The aim of this work is to calculate and design the belt conveyor for the assembly line according to specific parameters. The design was done according to ČSN ISO 5048 standard. The main benefit of this work is the design of the device according to the specification.

KEYWORDS

Belt conveyor, material handling, drive of conveyor, motorized pulley, conveyor belt.

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

SMEJKAL, M. *Pásový dopravník pro montážní linku*. Brno, 2017. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 44 s. Vedoucí diplomové práce Jiří Malášek.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Jiřího Maláška, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 26. května 2017

.....

Marek Smejkal

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych rád poděkoval všem, kteří mi pomohli při zpracování této práce, zejména vedoucímu bakalářské práce doc. Ing. Jiřímu Maláškoví, Ph.D. za odborné rady. V neposlední řadě bych chtěl poděkovat rodině za podporu při studiu.

OBSAH

Úvod	10
1 Rozdělení manipulačních strojů a zařízení	11
1.1 Podle dráhy, po níž se materiál pohybuje	11
1.2 Podle časové spojitosti pracovního procesu	11
1.3 Podle silového působení na přepravovaný materiál	11
1.4 Podle manipulovaného materiálu	12
1.5 Podle funkčního hlediska a konstrukce	12
2 Pásové dopravníky	13
2.1 Rozdělení pásových dopravníků	13
2.2 Obecné schéma pásového dopravníku	14
2.3 Schéma navrhovaného pásového dopravníku	15
2.4 Základní části pásového dopravníku	15
2.4.1 Dopravní pásy	15
2.4.2 Válečky a válečkové stolice	16
2.4.3 Bubny	16
2.4.4 Napínací zařízení	16
2.4.5 Poháněcí stanice	17
2.4.6 Podstava a nosná konstrukce	17
3 Přepravovaný díl a informace o přepravě	18
3.1 Přepravovaný díl	18
3.1.1 Přesné parametry	18
3.1.2 Tvar a rozměry dílu	18
3.2 Informace o přepravě	19
4 Funkční výpočet	20
4.1 Zadané hodnoty	20
4.2 Hlavní odpory	20
4.2.1 Hmotnost rotujících částí válečků na jeden metr v dolní větvi	21
4.2.2 Hmotnost přepravovaných dílů na jeden metr	21
4.2.3 Hmotnost dopravního pásu na jeden metr	21
4.3 Třecí odpor mezi pásem a podpěrným plechem	21
4.4 Vedlejší odpory	22
4.4.1 Odpor ohybu pásu přes bubny	22
4.4.2 Odpor v ložiskách nepoháněného bubnu	22
4.5 Celková síla statických odporů	22
4.6 Krouticí moment potřebný k překonání statických odporů	22

4.7	Krouticí moment potřebný k překonání dynamických odporů	23
4.7.1	Redukovaný moment setrvačnosti	23
4.7.2	Úhlové rychlosti a zrychlení	24
4.7.3	Doplňující výpočty pro redukovaný moment setrvačnosti	25
4.8	Potřebný provozní výkon poháněcího motoru	26
4.8.1	Potřebný provozní výkon na hnacím bubnu	26
4.8.2	Celkový krouticí moment potřebný na hnacím bubnu	26
4.9	Síly působící v pásu	26
4.9.1	Obvodová síla přepočítaná pro navržený motor	27
4.9.2	Maximální obvodová síla při rozběhu	27
4.9.3	Minimální síla v pásu ve spodní větvi v místě sbíhání z hnacího bubnu	28
4.10	Pevnostní kontrola pásu	28
4.11	Orientační napínací síla	28
5	Návrh komponentů a konstrukční řešení zařízení	29
5.1	Dopravní pás	29
5.2	Nosná konstrukce	29
5.2.1	Rám a podstava	30
5.2.2	Výškové nastavení	30
5.2.3	Uchycení Komponentů k rámu	31
5.2.4	Mechanická zábrana proti sjetí dílu	31
5.3	Pohon	31
5.4	Vratný buben	32
5.5	Napínací zařízení	33
5.6	Válečky ve spodní větvi	34
5.7	Podpěrný plech	35
6	Zohlednění řízení pohonu frekvenčním měničem	36
6.1	Navržené řešení cyklické přepravy	36
6.2	Potřebné komponenty řízení	36
6.2.1	Specifikace frekvenčního měniče	36
6.2.2	Navržené příslušenství frekvenčního měniče	37
6.2.3	Řídicí systém SINAMIC S7-300	38
	Závěr	39
	Seznam použitých zkratk a symbolů	42
	Seznam příloh	44

ÚVOD

Cílem bakalářské práce je provést výpočet a konstrukční řešení pásového dopravníku pro montážní linku se zadanými parametry dle zadání.

Bakalářská práce je členěna na teoretickou a praktickou část. Teoretická část se zabývá všeobecnými informacemi o pásových dopravnících. V praktické části jsou uvedeny informace o přepravovaném díle a požadavky na přepravu. Dále jsou zde uvedeny výpočty pro konkrétní řešení dle zadání. Návrh komponentů a konstrukce celého zařízení.

Zobrazení výsledného řešení je uvedeno v příloze.

1 ROZDĚLENÍ MANIPULAČNÍCH STROJŮ A ZAŘÍZENÍ

Manipulační stroje a zařízení slouží převážně k přepravě materiálu a jeho skladování. [1] Využívají se za účelem ekologicky a ekonomicky zoptimalizovat tržní mechanismy a procesy výroby. Pro hladký průběh procesů je vyžadována přesnost z hlediska času, dodávky požadovaného množství, sortimentu, jakosti a pracovní síly. [2]

Rozdělení manipulačních strojů a zařízení je možné z několika hledisek. Druhy dělení se používají dle potřeby a účelu. Takto uvádí rozdělení literatura [1] a [2]:

1.1 PODLE DRÁHY, PO NÍŽ SE MATERIÁL POHYBUJE

- Pohyb materiálu po volné dráze
 - Dopravní vozíky
 - Nakladače a vykladače
 - Jeřáby s bezkolejovým pojezdem
- Pohyb materiálu po vázané dráze
 - Jeřáby mostové, kolejové a otočné
 - Dopravní tratě
 - Pásové dopravníky
 - Manipulátory
- Pohyb nezávislý na dráze
 - Zařízení skladů
 - Zařízení na úpravu materiálu
 - Přepravní prostředky jako jsou palety, kontejnery, obaly a jiné

1.2 PODLE ČASOVÉ SPOJITOSTI PRACOVNÍHO PROCESU

- Prostředky pracující kontinuálně a periodicky
 - Elevátory
 - Pásové dopravníky
- Prostředky pracující cyklicky
 - Lopatové nakladače
 - Jeřáby

1.3 PODLE SILOVÉHO PŮSOBENÍ NA PŘEPRAVOVANÝ MATERIÁL

- Gravitační
 - Skluzy
 - Nepoháněné válečkové tratě
- S mechanickým přenosem sil
- Doprava v pomocném médiu

1.4 PODLE MANIPULOVANÉHO MATERIÁLU

- Sypké hmoty
- Kusový materiál
- Kapaliny a plyny
- Osoby

1.5 PODLE FUNKČNÍHO HLEDISKA A KONSTRUKCE

- Zdvihací zařízení
 - Jeřáby
 - Zdvihací mechanismy
 - Výtahy
- Dopravní zařízení
 - Transportní zařízení
 - Zařízení pro dopravu na laně
 - Zařízení pro mezioperační a operační manipulaci
 - Zemědělské stroje a malotraktory
 - Zařízení pro pneumatickou dopravu
- Zařízení pro ložné operace
 - Kolesová rýpadla a zakladače
 - Lopatová a korečková rýpadla
 - Stroje pro zemní, stavební a silniční práce
- Převážné prostředky
 - Tvářené obaly
 - Převážné skříně
 - Kovové obaly
 - Prostředky pro paletizaci a kontejnerizaci
- Skladovací zařízení
 - Zařízení převážně pro chemický a potravinářský průmysl
- Zařízení pro úpravu materiálu k manipulaci
 - Váhy
 - Plnicí a balicí stroje
- Dopravní prostředky
 - Dopravní vozíky
 - Nákladní automobily a jejich modifikace
 - Návěsy a přívěsy
 - Kolejová vozidla
 - Plovoucí zařízení
 - Letadla

2 PÁSOVÉ DOPRAVNÍKY

Pásové dopravníky patří k manipulačním zařízením pro přepravu sypkého nebo kusového materiálu. V tomto odvětví manipulace s materiálem se jedná o nejpoužívanější prostředky. Přeprava probíhá převážně ve vodorovném až mírně šikmém směru. Ve většině případů kontinuálně, avšak cyklická přeprava za použití například frekvenčního měniče není výjimkou. Zařízení se skládá z dopravního pásu, který slouží jako nosný prvek pro materiál a zároveň jako tažný element přenášející silovou složku zajišťující pohyb. Další částí je nosná konstrukce s bubny zajišťujícími přenos pohybu z pohonu na pás, a válečky zabraňující průhybu pásu. K pohánění se používá převážně asynchronní motor a převodovka. Dalšími prvky jsou například napínání pásu, boční vedení pásu, čističe pásu, násypky, vykládací zařízení a shrnovače.

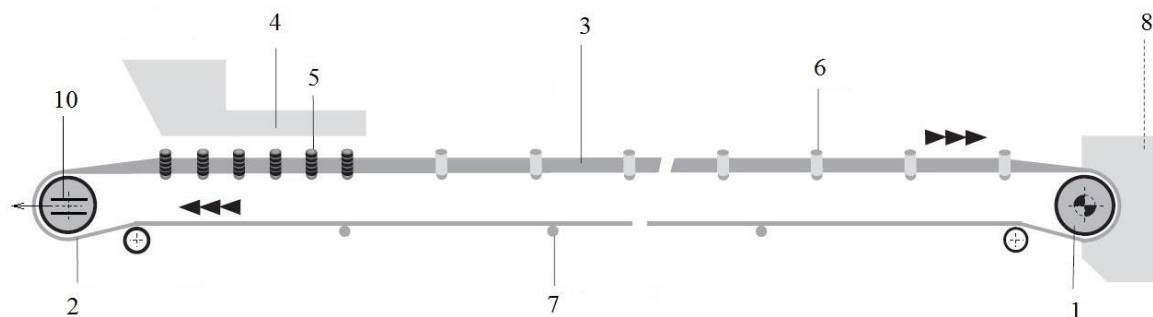
Hlavními přednostmi jsou vysoká dopravní rychlost a výkon, malá spotřeba energie, velké dopravní vzdálenosti, jednoduchá údržba a konstrukce, možnost vykládání a nakládání materiálu v libovolném místě [1].

2.1 ROZDĚLENÍ PÁSOVÝCH DOPRAVNÍKŮ

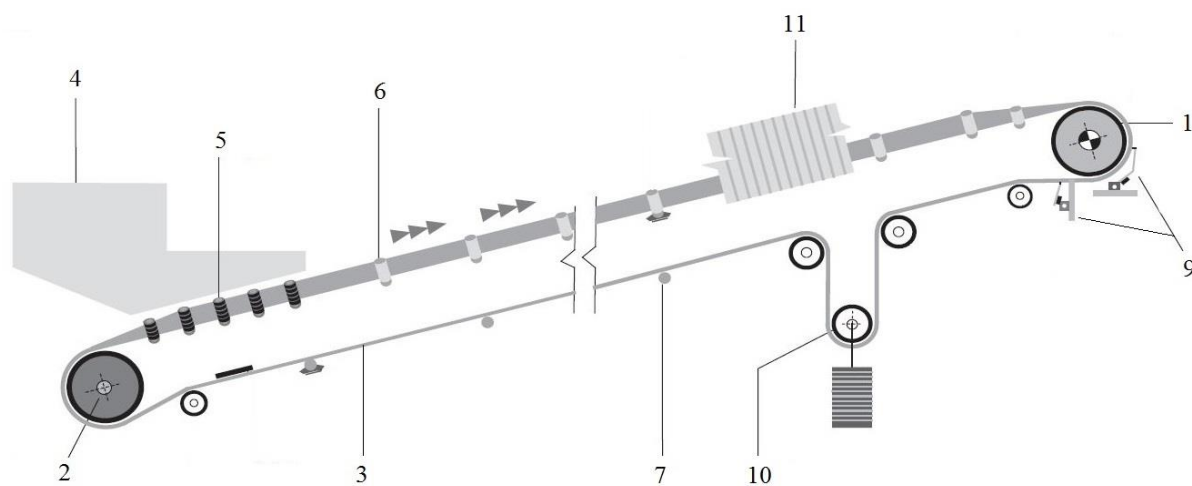
Pásové dopravníky lze rozdělit dle několika kritérií, podobně jako více uvedené rozdělení manipulačních zařízení. Takto uvádí rozdělení literatura [1].

- 1) Podle tažného elementu
 - Dopravníky s gumovým pásem nebo pásem PVC
 - Dopravníky s ocelovým pásem
 - Dopravníky s ocelogumovým
 - Dopravníky s pásem z drátěného pletiva
- 2) Podle tvaru dopravníku
 - Dopravníky vodorovné
 - Dopravníky šikmé
 - Dopravníky konvexní (s přechodem ze šikmého směru na vodorovný)
 - Dopravníky konkávní (s přechodem z vodorovného směru na šikmý)
 - Dopravníky kombinované (například s dvojí změnou směru)
- 3) Podle provedení nosné konstrukce
 - Dopravníky stabilní – ocelová konstrukce je pevně spojena se základním prvkem jako například podlaha haly
 - Dopravníky pojízdné a přenosné – použití pro malá dopravní množství a krátké vzdálenosti
 - Dopravníky přestavitelné – převážně pro vysoké dopravní rychlosti a velké dopravní vzdálenosti, užití například v povrchových dolech

2.2 OBECNÉ SCHÉMA PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU



Obr. 1 Schéma vodorovného pásového dopravníku [6]

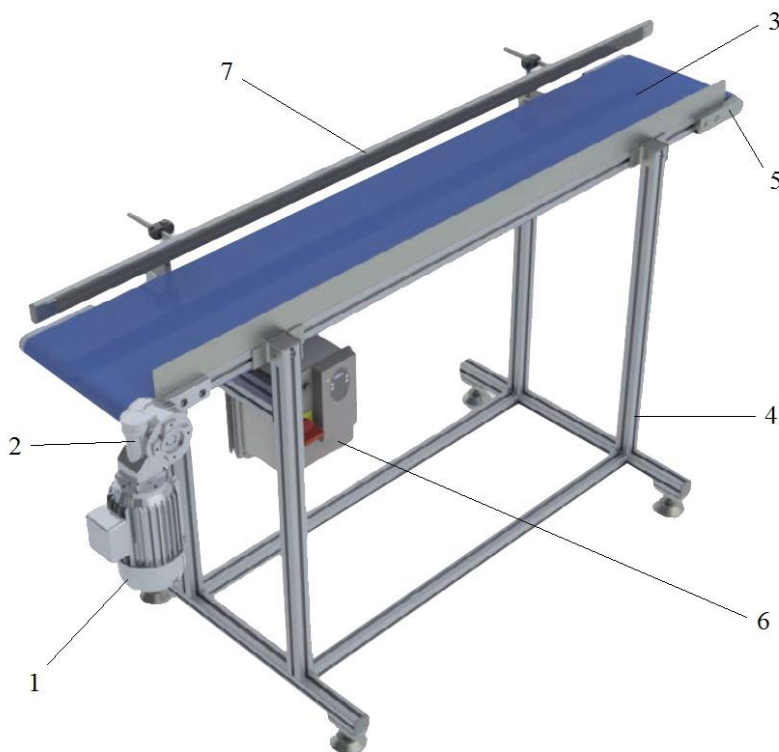


Obr. 2 Schéma šikmého pásového dopravníku [6]

1- hnací buben, 2- hnáný buben, 3- dopravní pás, 4- násypka, 5- dopadové válečky horní válečkové stolice, 6- nosné válečky horní stolice, 7- nosné válečky dolní válečkové stolice, 8- vykládací mechanismus např.: shrnovač, 9- čističe pásu, 10- napínací zařízení, 11- kryt dopravníku

2.3 SCHÉMA NAVRHOVANÉHO PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU

Pro ukázkou bylo zvoleno schéma z katalogu dopravníkových systému Haberkorn [5]. Schéma se od skutečného návrhu liší tím, že při skutečném řešení není použito boční vedení. Dále je navržen pohon elektrobubnem a převodovka s motorem jsou tedy součástí hnacího bubnu.



Obr. 3 Schéma navrhovaného dopravníku [5]; 1- třífázový asynchronní motor, 2- šneková převodovka, 3- dopravní pás, 4- podstava, 5- napínací zařízení, 6- frekvenční měnič, 7- boční vedení

2.4 ZÁKLADNÍ ČÁSTI PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU

2.4.1 DOPRAVNÍ PÁSY

Dopravní pás je základní a charakteristickou součástí pásového dopravníku. Hlavními druhy jsou pásy gumové, ocelové a textilní. V současné době se objevují pásy modulární a destičkové. Pás slouží jako nosný prvek pro materiál a zároveň jako tažný element přenášející silovou složku zajišťující pohyb. Dodávají se celistvé, vyrobené a spojené již na požadovanou délku, a nespojené, které se dále spojují svařením, spojením svorkami apod. [1], [5]

Gumové pásy jsou tvořeny tažnou kóstrou a krycími vrstvami. Tažná kostra je tvořena textilními vložkami z bavlny, polyamidu nebo jejich kombinace, není výjimkou použití ocelových lanek v kombinaci s textilní vložkou. Krycí vrstva se dělí na dolní, horní a boční. Horní krycí vrstva musí být odolná vůči negativním účinkům materiálu, atmosférickým vlivům a mechanickým poškozením. Odolnost dolní vrstvy se odvíjí od kontaktu s válečky a bubny.

Boční vrstvy chrání před poškozením vodícími lištami nebo strážními válečky. Tloušťky jednotlivých vrstev se odvíjí převážně od přepravovaného materiálu.

Ocelové pásy jsou využívány především v případech, kdy gumové pásy nevyhovují náročným podmínkám. [1]

Modulární a destičkové pásy jsou tvořeny jednotlivými segmenty spojenými například čepem. Jejich nevýhodou je použití pouze na rovných úsecích. [5]

2.4.2 VÁLEČKY A VÁLEČKOVÉ STOLICE

Válečky zabraňují průhybu pásu nad povolenou mez a to jak v horní větvi s materiálem, tak i ve spodní prázdné větvi. Vkládají se do válečkových stolic, které zajišťují umístění válečků na požadované místo. Pro přepravu sypkého materiálu se využívá tzv. korýtkové uspořádání válečků, které má za výsledek zvýšení příčného řezu materiálem. Korýtkové uspořádání se skládá ze dvou, tří či více válečků, kde jsou vnější válečky skloněny vzhledem k horizontální ose o 20°, 30°, případně i více, dle provedení. [1]

Požadavky na válečky jsou malý valivý odpor, nízká hmotnost, jednoduchá konstrukce, těsnost proti vnikání nečistot a nenáročná údržba [1]

V některých případech, především v kusové přepravě materiálu, se používají místo válečků v horní větvi tzv. podkladové plechy. Používají se z důvodu snížení tření mezi pásem a kostrou dopravníku. Dále slouží k podepření pásu v celé ploše. Bývají vyráběny z nerezových plechů. [5]

2.4.3 BUBNY

Bubny se dělí na hnací a hnaný. Přičemž každý dopravník má minimálně dva bubny, z toho jeden hnací a druhý hnaný. Hnací buben se zpravidla umísťuje na část dopravníku, kam je materiál přesouván a to z důvodu působení tahových sil na pás. Bubny jsou vyráběny buď svařováním, nebo litím. Musí splňovat vysoké požadavky na přenos hnací síly z bubnu na dopravní pás za minimálního prokluzu, proto se navrhuje různé úpravy povrchů. Například pogumování nebo keramické obložení. Pro dosažení vyššího přenosu sil je povrch bubnů vzorkovaný. [1]

2.4.4 NAPÍNACÍ ZAŘÍZENÍ

Pro dosažení dostatečně vysoké napínací síly musí být pás dostatečně napnutý. K tomu slouží napínací zařízení. Zároveň se dostatečně napnutí pásu projeví na jeho životnosti.

Dělení napínání dle literatury [1]:

- Tuhá napínací zařízení
- Samočinná napínací zařízení
- Samočinná nebo ručně regulovatelná napínací zařízení

2.4.5 POHÁNĚCÍ STANICE

Slouží k pohánění dopravníku a tím k vytvoření tažné síly v pásu pro přepravu materiálu. Součástí poháněcí stanice jsou většinou asynchronní elektromotor, spojky, brzda, převodová skříň a na ní připojen hnací buben. [1]

Další variantou je použití elektrobubnu se zabudovaným motorem a převodovkou přímo uvnitř bubnu. Tato varianta šetří prostor a vyžaduje jednodušší konstrukci. V současné době se pro rozběh nebo cyklický chod využívají frekvenční měniče.

2.4.6 PODSTAVA A NOSNÁ KONSTRUKCE

Vyrábí se z pravidla z jednoduchých profilů svařováním nebo pomocí šroubových spojů. Na nosné konstrukci jsou umístěny veškeré součásti a tvoří tak celek zařízení. Konstrukce zachycuje statické a dynamické síly a zajišťuje umístění celého zařízení na požadovaném místě.

3 PŘEPRAVOVANÝ DÍL A INFORMACE O PŘEPRAVĚ

Následují upřesňující informace o přepravovaném dílu. Jeho hmotnost, rozměry a umístění. Jsou zde uvedeny požadavky, které je nutné zohlednit při přepravě. A dále je uvedeno zohlednění tvaru a umístění přepravovaných dílů na zařízení.

Zobrazení naloženého dopravníku je uvedeno v příloze.

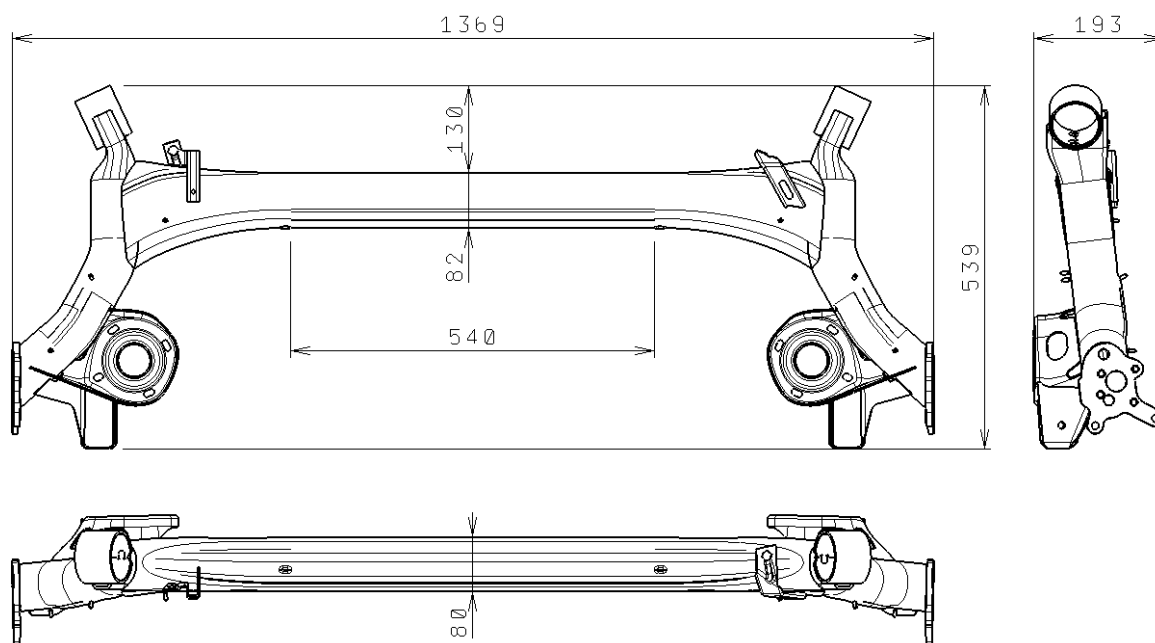
3.1 PŘEPRAVOVANÝ DÍL

Jedná se o zadní nápravu automobilu. Díl je lakován a materiál dílu je ocel. Přeprava dílu následuje po jeho obrábění, proto musí být kladen požadavek na odolnost proti oleji na dopravní pás.

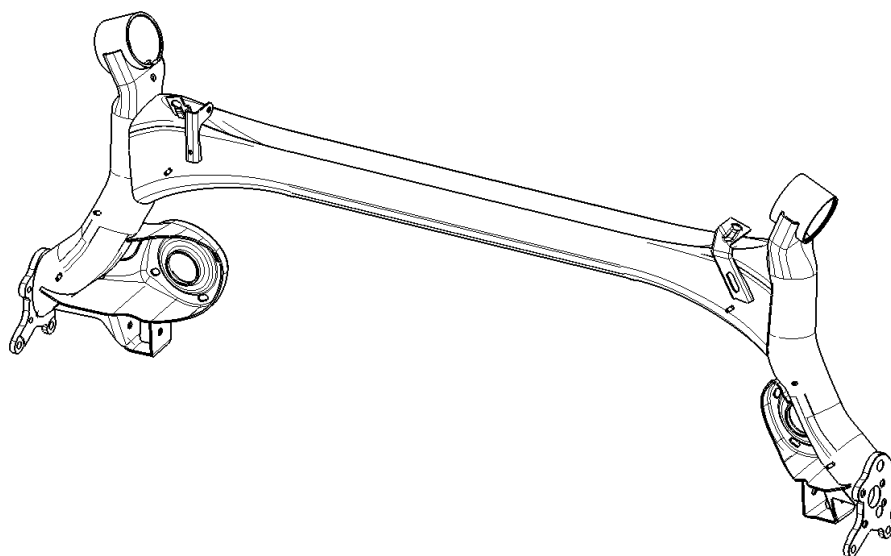
3.1.1 PŘESNÉ PARAMETRY

Hmotnost: 17,88 kg
Okrajové rozměry 193 x 539 x 1369 mm

3.1.2 TVAR A ROZMĚRY DÍLU



Obr 4 Důležité rozměry přepravovaného dílu



Obr. 5 Tvar přepravovaného dílu

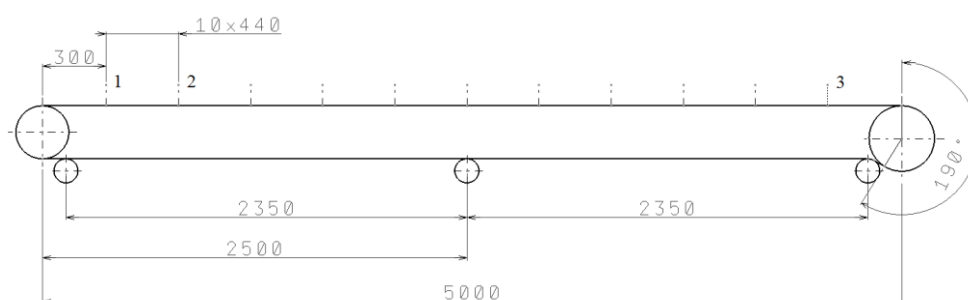
3.2 INFORMACE O PŘEPRAVĚ

Dopravník je součástí automatizované linky s robotem. Přepravované díly jsou přesně umísťovány robotem na zařízení. Poloha dílu vychází z uchycení dílu a umístění robotem.

Požadavky na přepravu:

- Při přepravě nesmí dojít k poškození dílu resp. laku.
- Maximální počet přepravovaných kusů je 10.

Rozložení dílů na zařízení:



Obr. 6 Schéma umístění dílů na dopravníku; 1- poloha umístění robotem, 2- poloha po přesunutí dílu jedním cyklem, 3- koncová poloha k odebrání dílu

4 FUNKČNÍ VÝPOČET

Pro funkční výpočet dopravníku byly použity výpočty dle normy ČSN ISO 5048 [4]. Dále byly použity výpočty pro návrh pohonu dopravních a manipulačních zařízení, ve kterých je zahrnut výpočet dynamických odporů. Veškeré výpočty byly po konzultaci s odborníky z firmy Metal Produkt Servis Praha s.r.o. náležitě upraveny, aby odpovídali navrhovanému zařízení.

4.1 ZADANÉ HODNOTY

Délka dopravníku:	$L_D = 5 \text{ m}$
Dopravní rychlost:	$v = 66,67 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$
Hmotnost přepravovaného dílu:	$m_N = 17,88 \text{ kg}$
Počet přepravovaných dílů:	$n_N = 10$
Sklon dopravníku:	$\alpha_H = 0 \text{ deg}$
Počet sepnutí motoru za hodinu:	$f_S = 120 \text{ hod}^{-1}$

4.2 HLAVNÍ ODPORY

Při výpočtu hlavních odporů není započítán odpor válečků v horní větvi. Dle provedení zařízení jsou nahrazeny horní válečky podpěrným plechem po celé délce. Z toho důvodu je odpor válečků v horní větvi nahrazen odporem, který vzniká třením mezi plechem a pásem.

$$F_H = f \cdot L_D \cdot g \cdot [(q_M + 2 \cdot q_P) \cdot \cos \alpha_H + q_{RD}] \quad (1)$$

$$F_H = 0,02 \cdot 5 \cdot 9,81 \cdot [(35,76 + 2 \cdot 0,731) \cdot \cos 0 + 0,9]$$

$$F_H = 37,4 \text{ N}$$

Kde:	f	$[-]$	- globální součinitel tření, zvolen dle literatury [1] $f = 0,02$
	g	$[m \cdot s^{-2}]$	- tíhové zrychlení, $g = 9,81 m \cdot s^{-2}$
	q_{RD}	$[kg \cdot m^{-1}]$	- hmotnost rotujících částí válečků na 1m v dolní větvi, rov. (2)
	q_M	$[kg \cdot m^{-1}]$	- hmotnost přepravovaných dílů na 1 m, rovnice (3)
	q_P	$[kg \cdot m^{-1}]$	- hmotnost dopravního pásu na 1 m, rovnice (4)

4.2.1 HMOTNOST ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ VÁLEČKŮ NA JEDEN METR V DOLNÍ VĚTVI

$$q_{RD} = \frac{n_D \cdot m_{VD}}{L_D} \quad (2)$$

$$q_{RD} = \frac{3 \cdot 1,5}{5}$$

$$q_{RD} = 0,9 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

Kde: n_D $[-]$ - počet válečků v dolní větvi, dle konstrukce $n_D = 3$
 m_{VD} $[\text{kg}]$ - hmotnost rotující části jednoho válečku, dle [7] $m_{VD} = 1,5 \text{ kg}$

4.2.2 HMOTNOST PŘEPRAVOVANÝCH DÍLŮ NA JEDEN METR

$$q_M = \frac{n_N \cdot m_N}{L_D} \quad (3)$$

$$q_M = \frac{10 \cdot 17,88}{5}$$

$$q_M = 35,76 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

4.2.3 HMOTNOST DOPRAVNÍHO PÁSU NA JEDEN METR

$$q_P = B \cdot m_P \quad (4)$$

$$q_P = 0,43 \cdot 1,7$$

$$q_P = 0,731 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

Kde: B $[\text{m}]$ - šířka dopravního pásu, dle kapitoly 5.1, $B = 0,43 \text{ m}$
 m_P $[\text{kg} \cdot \text{m}^{-2}]$ - hmotnost pásu na metr čtvereční, dle [13] $m_P = 1,7 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2}$

4.3 TŘECÍ ODPOR MEZI PÁSEM A PODPĚRNÝM PLECHEM

$$F_{HV} = f_{PP} \cdot n_N \cdot m_N \cdot g \quad (5)$$

$$F_{HV} = 0,5 \cdot 10 \cdot 17,88 \cdot 9,81$$

$$F_{HV} = 876,7 \text{ N}$$

Kde: f_{PP} $[-]$ - třecí součinitel mezi pásem a plechem, zvolen dle [14] $f_{PP} = 0,5$

4.4 VEDLEJŠÍ ODPORY

Mezi vedlejší odpory patří například odpory shrnovače a čističe pásu, odpory v ložiskách hnaného bubnu, a jiné [1]. Dle návrhu zařízení byly zváženy pouze vedlejší odpory uvedeny v následujících podkapitolách. Neuvedené odpory byly buď zahrnuty v uvedených výpočtech, zvolením vyšších volitelných hodnot, nebo zanedbány.

4.4.1 ODPOR OHYBU PÁSU PŘES BUBNY

Literatura [1] udává odpor při ohybu pásu přes bubny v rozmezí 100 až 250 N.

Zvolená hodnota:

$$F_{OB} = 100 \text{ N}$$

4.4.2 ODPOR V LOŽISKÁCH NEPOHÁNĚNÉHO BUBNU

Literatura [1] udává odpor v ložiskách nepoháněných bubnů v rozmezí 50 až 150 N.

Zvolená hodnota:

$$F_{OL} = 50 \text{ N}$$

4.5 CELKOVÁ SÍLA STATICKÝCH ODPORŮ

$$F_{\text{Stat}} = F_H + F_{HV} + F_{OB} + F_{OL} \quad (6)$$

$$F_{\text{Stat}} = 37,4 + 876,7 + 100 + 50$$

$$F_{\text{Stat}} = 1064,1 \text{ N}$$

Kde:	F_H	[N]	- hlavní odpory, rovnice (1)
	F_{HV}	[N]	- třecí odpor mezi pásem a podpěrným plechem, rovnice (5)
	F_{OB}	[N]	- odpor ohybu pásu přes bubny, kapitola 4.4.1
	F_{OL}	[N]	- odpor v ložiskách nepoháněného bubnu, kapitola 4.4.2

4.6 KROUTICÍ MOMENT POTŘEBNÝ K PŘEKONÁNÍ STATICKÝCH ODPORŮ

$$M_{\text{KStat}} = F_{\text{Stat}} \cdot \frac{d_H}{2} \quad (7)$$

$$M_{\text{KStat}} = 1064,1 \cdot \frac{0,15}{2}$$

$$M_{\text{KStat}} = 79,8 \text{ Nm}$$

- Kde: F_{Stat} [N] - celková síla statických odporů, rovnice (6)
 d_H [m] - průměr hnacího bubnu, dle literatury [1] zvolen $d_H = 0,15m$

4.7 KROUTICÍ MOMENT POTŘEBNÝ K PŘEKONÁNÍ DYNAMICKÝCH ODPORŮ

Při následujícím výpočtu je vycházeno z rovnice pro výpočet redukovaného momentu setrvačnosti, který zahrnuje dynamické odpory všech zvažovaných částí dopravníku. Z důvodu zanedbatelných hodnot momentu setrvačnosti válečků ve spodní větvi, jsou tyto hodnoty ve výpočtu dynamických odporů zanedbány.

Krouticí moment potřebný k překonání dynamických odporů:

$$M_{KDyn} = I_{red} \cdot \varepsilon \quad (8)$$

$$M_{KDyn} = 1,075 \cdot 0,889$$

$$M_{KDyn} = 0,956 \text{ Nm}$$

- Kde: I_{red} [$kg \cdot m^2$] - redukovaný moment setrvačnosti, rovnice (9)

- ε [s^{-2}] - úhlové zrychlení hnacího bubnu, rovnice (10)

4.7.1 REDUKOVANÝ MOMENT SETRVAČNOSTI

$$I_{red} = \frac{I_B \cdot \omega_B^2 + n_N \cdot m_N \cdot v^2 + M_P \cdot v^2}{\omega_V^2} \quad (9)$$

$$I_{red} = \frac{0,017 \cdot 1,111^2 + 10 \cdot 17,88 \cdot 0,06667^2 + 7,62 \cdot 0,06667^2}{0,889^2}$$

$$I_{red} = 1,075 \text{ kg} \cdot m^2$$

- Kde: ω_V [s^{-1}] - výpočtová úhlová rychlost hnacího bubnu, rovnice (11)

- ω_B [s^{-1}] - výpočtová úhlová rychlost hnaného bubnu, rovnice (12)

- I_B [$kg \cdot m^2$] - moment setrvačnosti hnaného bubnu, rovnice (13)

- M_P [kg] - hmotnost pásu, rovnice (14)

4.7.2 ÚHLOVÉ RYCHLOSTI A ZRYCHLENÍ

ÚHLOVÉ ZRYCHLENÍ HNACÍHO BUBNU

$$\varepsilon = \frac{\omega_V}{t_Z} \quad (10)$$

$$\varepsilon = \frac{0,889}{1}$$

$$\varepsilon = 0,889 \text{ s}^{-2}$$

Kde: ω_V $[\text{s}^{-1}]$ - výpočtová úhlová rychlost hnacího bubnu, rovnice (11)

t_Z $[\text{s}]$ - čas zrychlení na přepravní rychlost, zvoleno $t_Z = 1 \text{ s}$

VÝPOČTOVÁ ÚHLOVÁ RYCHLOST HNACÍHO BUBNU

$$\omega_V = \frac{2 \cdot v}{d_H} \quad (11)$$

$$\omega_V = \frac{2 \cdot 0,06667}{0,15}$$

$$\omega_V = 0,889 \text{ s}^{-1}$$

Kde: d_H $[\text{m}]$ - průměr hnacího bubnu, dle literatury [1] zvolen $d_H = 0,15 \text{ m}$

VÝPOČTOVÁ ÚHLOVÁ RYCHLOST HNANÉHO BUBNU

$$\omega_B = \frac{2 \cdot v}{d_B} \quad (12)$$

$$\omega_B = \frac{2 \cdot 0,06667}{0,12}$$

$$\omega_B = 1,111 \text{ s}^{-1}$$

Kde: d_B $[\text{m}]$ - průměr hnaného bubnu, dle literatury [1] zvolen $d_B = 0,12 \text{ m}$

4.7.3 DOPLŇUJÍCÍ VÝPOČTY PRO REDUKOVANÝ MOMENT SETRVAČNOSTI

MOMENT SETRVAČNOSTI HNANÉHO BUBNU

Při výpočtu se uvažuje hnaný buben o hmotnosti 5 kg, vnějším průměru 120 mm, vnitřním průměru 112 mm a šířce 440mm.

$$I_B = \frac{1}{2} \cdot m_{BI} \cdot (r_{B1}^2 + r_{B2}^2) \quad (13)$$

$$I_B = \frac{1}{2} \cdot 5 \cdot (0,06^2 + 0,056^2)$$

$$I_B = 0,017 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Kde: m_{BI} [kg] - uvažovaná hmotnost hnaného bubnu, zvoleno $m_{BI} = 5 \text{ kg}$

r_{B1} [m] - uvažovaný vnější poloměr hnaného bubnu, zvoleno $r_{B1} = 0,06 \text{ m}$

r_{B2} [m] - uvažovaný vnitřní poloměr hnaného bubnu, zvoleno $r_{B2} = 0,056 \text{ m}$

CELKOVÁ HMOTNOST PÁSU

Při výpočtu celkové hmotnosti je zanedbán výškový rozdíl vzniklý rozdílnými průměry hnacího a hnaného bubnu.

$$M_P = B \cdot m_p \cdot \left(2 \cdot L_D + \frac{1}{2} \cdot d_H \cdot \pi + \frac{1}{2} \cdot d_B \cdot \pi \right) \quad (14)$$

$$M_P = 0,43 \cdot 1,7 \cdot \left(2 \cdot 5 + \frac{1}{2} \cdot 0,15 \cdot \pi + \frac{1}{2} \cdot 0,12 \cdot \pi \right)$$

$$M_P = 7,62 \text{ kg}$$

Kde: B [m] - šířka dopravního pásu, dle kapitoly 5.1, $B = 0,43 \text{ m}$

m_p [kg · m⁻²] - hmotnost pásu na metr čtvereční, dle [13] $m_p = 1,7 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2}$

d_H [m] - průměr hnacího bubnu, dle literatury [1] zvolen $d_H = 0,15 \text{ m}$

d_B [m] - průměr hnaného bubnu, dle literatury [1] zvolen $d_B = 0,12 \text{ m}$

4.8 POTŘEBNÝ PROVOZNÍ VÝKON POHÁNĚCÍHO MOTORU

$$P_P = \frac{P_B}{\eta_P} \quad (15)$$

$$P_P = \frac{71,79}{0,9}$$

$$P_P = 79,77 \text{ W}$$

Kde: P_B [W] - potřebný provozní výkon na hnacím bubnu, rovnice (16)

η_P [-] - součinitel účinnosti převodovky a motoru, dle [4] zvoleno $\eta_P = 0,9$

4.8.1 POTŘEBNÝ PROVOZNÍ VÝKON NA HNACÍM BUBNU

$$P_B = M_{KH} \cdot \omega_V \quad (16)$$

$$P_B = 80,756 \cdot 0,889$$

$$P_B = 71,79 \text{ W}$$

Kde: M_{KH} [Nm] - celkový krouticí moment potřebný na hnacím bubnu, rovnice (17)

ω_V [s^{-1}] - výpočtová úhlová rychlost hnacího bubnu, rovnice (11)

4.8.2 CELKOVÝ KROUTICÍ MOMENT POTŘEBNÝ NA HNACÍM BUBNU

$$M_{KH} = M_{KStat} + M_{KDyn} \quad (17)$$

$$M_{KH} = 79,8 + 0,956$$

$$M_{KH} = 80,756 \text{ Nm}$$

Kde: M_{KStat} [Nm] - krouticí moment k překonání statických odporů, rovnice (7)

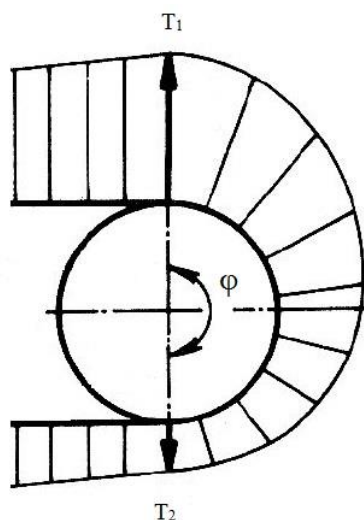
M_{KDyn} [Nm] - krouticí moment k překonání dynamických odporů, rovnice (8)

4.9 SÍLY PŮSOBÍCÍ V PÁSU

Z předchozích výpočtů byl navržen bubnový motor a vratný buben. Při následujících výpočtech sil v pásu je počítáno již se skutečnými hodnotami těchto komponent.

Literatura [4] udává při výpočtu maximální obvodové síly, která vzniká především při rozběhu motoru, navýšení obvodové rychlosti, potřebné k překonání statických odporů, o součinitel rozběhu. Tento součinitel se volí přibližně 1,5.

Z důvodu zahrnutí dynamických odporů ve výpočtu potřebného provozního výkonu, je hodnota tohoto součinitele zvolena 1,2. A je považována jako navýšení z hlediska bezpečnosti.



Obr. 7 Tahové síly v pásu. [1], T_1 - síla v pásu při nabíhání na pás, T_2 - síla v pásu při sbíhání z pásu, φ - úhel opásání hnacího bubnu

4.9.1 OBVODOVÁ SÍLA PŘEPOČÍTANÁ PRO NAVRŽENÝ MOTOR

$$F_{SK} = \frac{2 \cdot M_{KH}}{d_H} \quad (18)$$

$$F_{SK} = \frac{2 \cdot 80,756}{0,138}$$

$$F_{SK} = 1170,4 \text{ Nm}$$

Kde: M_{KH} [Nm] - celkový krouticí moment potřebný na hnacím bubnu, rovnice (17)

d_M [m] - průměr hnacího bubnu, dle [1] $d_M = 0,138m$

4.9.2 MAXIMÁLNÍ OBVODOVÁ SÍLA PŘI ROZBĚHU

$$F_{Max} = \xi \cdot F_{SK} \quad (19)$$

$$F_{Max} = 1,2 \cdot 1170,4$$

$$F_{Max} = 1404,5 \text{ N}$$

Kde: F_{SK} [N] - obvodová síla přepočítaná pro navržený motor, rovnice (18)

ξ [-] - součinitel rozběhu, zvoleno $\xi = 1,2$

4.9.3 MINIMÁLNÍ SÍLA V PÁSU VE SPODNÍ VĚTVI V MÍSTĚ SBÍHÁNÍ Z HNACÍHO BUBNU

Pro přenosu síly z hnacího bubnu na pás je nutno splnit podmínku dostatečné síly v pásu ve spodní větvi sbíhající z bubnu. Dle literatury [4] je tato podmínka následující:

$$T_{2Min} \geq F_{Max} \cdot \frac{1}{e^{\mu \cdot \varphi} - 1} \quad (20)$$

$$T_{2Min} \geq 1404,5 \cdot \frac{1}{e^{0,4 \cdot 3,316} - 1}$$

$$T_{2Min} \geq 507,5 \text{ N}$$

Kde: F_{Max} [N] - maximální obvodová síla při rozběhu, rovnice (19)

μ [-] - součinitel tření mezi pásem a hnacím bubnem, dle [4] zvoleno $\mu = 0,4$

φ [rad] - úhel opásání hnacího bubnu, dle konstrukce $\varphi = 190^\circ = 3,316 \text{ rad}$

4.10 PEVNOSTNÍ KONTROLA PÁSU

Největší síla v pásu vzniká při rozběhu zařízení. Tato síla je rovna maximální obvodové síle při rozběhu. Výrobce pásu neudává přímo pevnost pásu. Udává sílu na jeden milimetr šířky potřebnou k prodloužení pásu o 1 %. Je tedy uvažováno, že síla v pásu nesmí překročit velikost síly, potřebnou k tomuto prodloužení. Dle [4] musí tedy platit podmínka:

$$B \cdot \sigma_P \geq F_{Max} \quad (21)$$

$$430 \cdot 8 \geq 1404,5$$

$$3440 \text{ N} \geq 1404,5 \text{ N}$$

Kde: F_{Max} [N] - maximální obvodová síla při rozběhu, rovnice (19)

B [mm] - šířka dopravního pásu, dle kapitoly 5.1, $B = 0,43 \text{ m}$

σ_P [N · mm] - dovolené napětí v pásu, dle [13] $\sigma_P = 8 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$

Navržený pás vyhovuje.

4.11 ORIENTAČNÍ NAPÍNACÍ SÍLA

Napínací síla se volí dvakrát větší než síla potřebná ve spodní větvi v místě sbíhání pásu z hnacího bubnu. [4]

$$Z = 2 \cdot T_{2Min} \quad (22)$$

$$Z = 2 \cdot 507,5$$

$$Z = 1015 \text{ N}$$

5 NÁVRH KOMPONENTŮ A KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ ZAŘÍZENÍ

Při návrhu malého množství podobných zařízení je výhodnější většinu částí zvolit jako nakupovaný díl. Výhodou je úspora času při konstrukci komponent a ve většině případů vychází nakupované díly levněji, než kdyby se jednalo o díl vyráběný.

Většina komponentů zařízení byla vybrána z široké nabídky sortimentu firmy Interroll. Jedná se o firmu s velkými zkušenostmi a výborným poskytováním služeb. Použití některých komponent bylo konzultováno přímo s odborníky této firmy a případně byla zvolena lepší varianta. Dále bylo využito sortimentu firem Item a Ammeraal Beltech. vyráběné komponenty jsou navrženy ze standardních konstrukčních ocelí třídy 11.

Konstrukční řešení celku nebo jednotlivých částí je uvedeno v příloze Zobrazení modelu dopravníku a jeho částí. Obrázky uvedeny v této příloze byly vytvořeny pomocí programu CATIA V5R20.

5.1 DOPRAVNÍ PÁS

S ohledem na kladené požadavky byl vybrán dopravní pás od firmy Ammeraal Beltech. Jedná se o termoplastický pás typu Ropanyl s vynikající odolností proti opotřebení, olejům a tukům. Vrchní povlak z termoplastického polyuretanu zaručuje odolnost proti mikroprasklinám a zároveň splňuje podmínku nepoškození laku dílu. Kostru pásu tvoří dvě polyesterové vrstvy. Spodní krycí vrstva je z průhledného polyuretanu. Další výhodou pásu je nízká hmotnost a tloušťka. [13]

Šířka pásu je zvolena s ohledem na umístění přepravovaného dílu a jeho uchycení robotem. Spojení pásu do smyčky je dosaženo jeho svařením při montáži.

Tab. 1 Údaje o vybraném dopravním pásu [13]


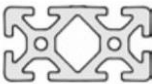
Ropanyl EM 8/2 00+02 430 dark green		
Šířka	430	[mm]
Minimální průměr bubnu	50	[mm]
Tloušťka	1,6	[mm]
Hmotnost	1,7	[kg.m ⁻²]
Dovolené napětí v pásu	8	[N.mm ⁻¹]

5.2 NOSNÁ KONSTRUKCE

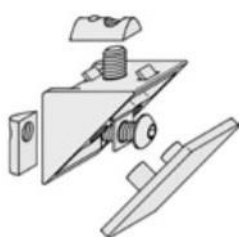
Skládá se z rámu a podstavu. Rám je spojen s podstavou a slouží pro uchycení všech ostatních komponent. Podstava zajišťuje umístění v prostoru.

5.2.1 RÁM A PODSTAVA

Základní rám a podstava dopravníku jsou navrženy z hliníkových drážkovaných profilů stavebnicového systému item. Bylo využito především profilů typu 8 o rozměrech 80x40 a 40x40 (obr. 8). Pro spojení těchto profilů bylo využito příslušenství dodávané taktéž výrobcem. Například drážkové matice, úhelníky, krytky a další (obr. 9). [12]

			
Profil 8 40x40		Profil 8 80x40	
Al, PÚ: eloxování		Al, PÚ: eloxování	
$A = 9,16 \text{ cm}^2$	$I = 13,96 \text{ cm}^4$	$A = 16,76 \text{ cm}^2$	$I_x = 26,87 \text{ cm}^4$
	$I_t = 1,93 \text{ cm}^4$		$I_y = 101,19 \text{ cm}^4$
$m = 2,47 \text{ kg/m}$	$W = 6,98 \text{ cm}^3$	$m = 4,53 \text{ kg/m}$	$W_x = 13,44 \text{ cm}^3$
			$W_y = 25,29 \text{ cm}^3$
přírodní odstín, průřez max. 6 000 mm		přírodní odstín, průřez max. 6 000 mm	
0.0.026.03		0.0.026.04	

Obr. 8 Použité profily item 8. [12]



Úhelník 8 40x40 sada

úhelník 8 40x40 Zn

úhelníková krytka 8 40x40

2 šrouby s půlkulatou hl. ISO 7380-M8x45, ocel, PÚ: pozink.

2 podložky 13,9x13,9x2, ocel, PÚ: pozinkování

drážková matice 8 St M8, PÚ: pozinkování

$m = 163,0 \text{ g}$

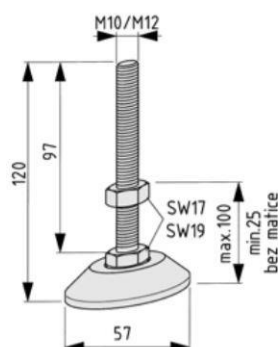
1 sada

0.0.411.15

Obr. 9 Sada pro rohové spojení profilů item. [12]

5.2.2 VÝŠKOVÉ NASTAVENÍ

Pro splnění podmínky výškové stavitelnosti byly použity stavěcí nožky s kruhovou podstavou (obr. 10). Nožka se našroubuje do základní desky (obr. 11) připevněné zespodu do stojiny podstavy.



Stavěcí nožka D60, M10x120

dřík, ocel, PÚ: pozinkování

podstava nožky, zinkový odlitek, černý odstín

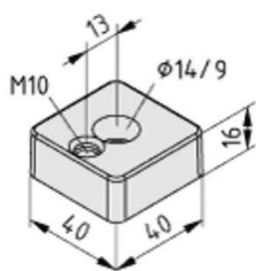
šestihranná matice DIN 934-M10, ocel, PÚ: pozink.

$m = 163,0 \text{ g}$

1 kus

0.0.439.30

Obr. 10 Stavěcí nožka [12]



Base Plate 8 40x40, M10, black

Art. No.: 0.0.608.85

Obr. 11 Základní deska [18]

5.2.3 UCHYCENÍ KOMPONENTŮ K RÁMU

Pro uchycení jednotlivých částí dopravníku k rámu byla navržena příslušná řešení. Jedná se o vyráběné díly, vyrobené ze standardních konstrukčních ocelí třídy 11.

5.2.4 MECHANICKÁ ZÁBRANA PROTI SJETÍ DÍLU

Z bezpečnostních důvodů, pro ochranu proti sjetí a tím poškození dílu a narušení cyklu dopravy, je navržena mechanická zábrana na konci dopravníku. Tato zábrana je navržena taktéž z profilů item a je pokryta plastovými kryty, aby nedošlo k poškození laku dílu.

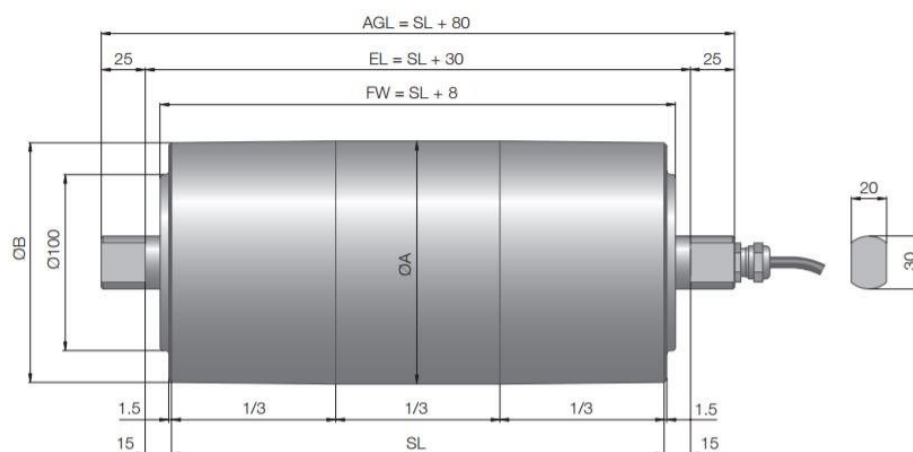
5.3 POHON

Z důvodu úspory místa a usnadnění celkového návrhu byl vybrán bubnový motor od již zmíněné firmy Interroll. Jedná se o kompaktní zařízení skládající se z asynchronního motoru, ocelové převodovky, bubnu, zabudovaných ložisek a hřídele. Tvar bubnu je mírně bombírován pro lepší zajištění vedení pásu. Oproti počítaným rozměrům je průměr bubnu motoru menší. Výrobce pásu uvádí minimální průměr bubnu 50mm. Průměr bubnu motoru je 138mm a tak podmínku minimálního průměru splňuje. [8]

Podmínka přepravy udává spuštění motoru 120/hod. Při příliš častém zatěžování hrozí nebezpečí přehřívání motoru. Kvůli splnění dané podmínky, proběhla konzultace s technickým zástupcem firmy Interroll. Získané informace potvrdili vhodnost motoru za běžných teplotních podmínek. Výrobce udává až 3 zapnutí/vypnutí zařízení za minutu.

Tab. 2 Údaje o navrženém bubnovém motoru [8]

INTERROLL DRUM MOTOR 138i		
Výkon	0,180	[kW]
Obvodová rychlost	0,068	[m.s ⁻¹]
Převodový poměr	72,55	[-]
Otáčky bubnu	9,4	[min ⁻¹]
Krouticí moment	165,8	[Nm]
Hmotnost	18,1	[kg]
SL	450	[mm]
Ø A	138	[mm]
Ø B	136	[mm]



Obr. 12 Schéma rozměrů navrženého bubnového motoru [8]

5.4 VRATNÝ BUBEN

Vratný buben je navržen taktéž jako kupovaný díl od společnosti Interroll. Jedná se o buben s integrovanými ložisky, hřídelí z kvalitní oceli a precizně opracovanou trubicí. Povrch válce je mírně bombírován pro lepší vedení pásu. [9]

Tab. 3 Údaje o použitém vratném bubnu [9]

VRATNÝ VÁLEC S INTEGROVANÝMI LOŽISKY 113S		
SL	440	[mm]
Váha	4,6	[kg]

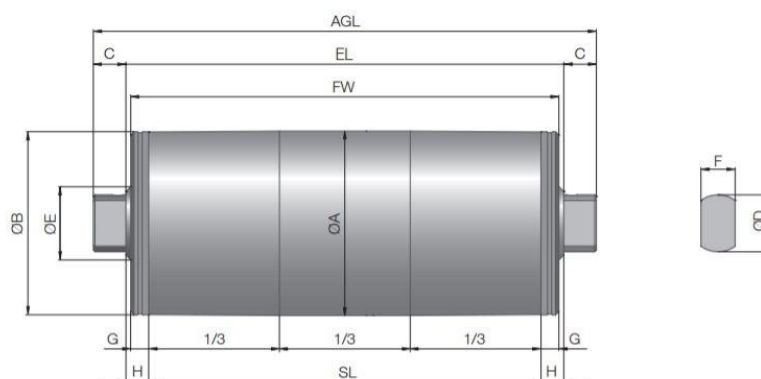


Fig.: Idler S-series

Idler pulley, crowned shell	Ø A mm	Ø B mm	C mm	Ø D mm	Ø E mm	F mm	G mm	H mm
80S with SL 260 mm to 602 mm	81.5	80	20	35	45	21	5	8
80S with SL 603 mm to 952 mm	83	81	20	35	45	21	5	8
80i	81.5	80.5	12.5	17	43	13.5	3.5	6
113S	113.3	112.3	20	35	45	21	11	14

Obr. 13 Schéma a rozměry vratných bubnů dle sortimentu výrobce [9].

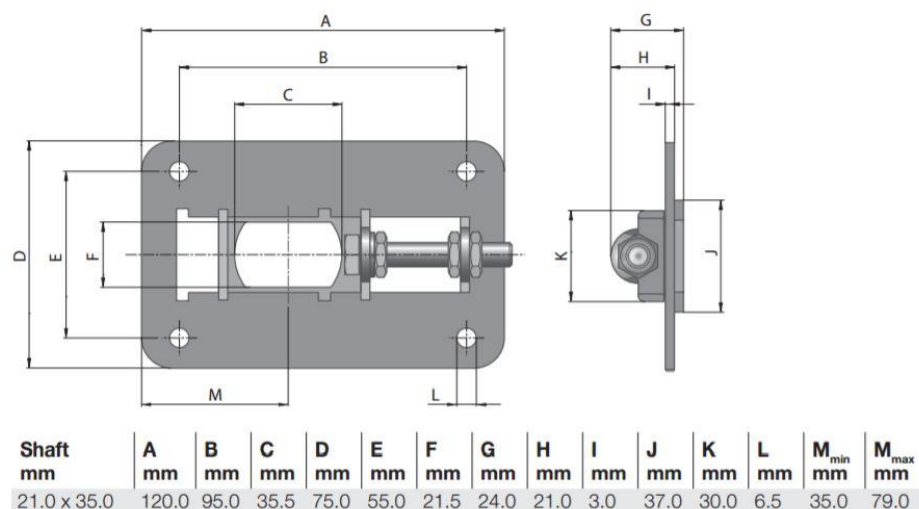
5.5 NAPÍNACÍ ZAŘÍZENÍ

Navržené napínací zařízení se skládá ze dvou prvků. První prvek je vyráběný díl. Druhý prvek plní taktéž kotvící funkci vratného bubnu.

Vyráběný díl je navržen jako obrobený výpalek z plechu tloušťky 5mm. Uchycením na bočnici rámu z profilu item, pomocí drážkových matic Při nedostatečném dopnutí druhým prvkem napínacího zařízení, je zaručena možnost přesunutí tohoto dílu o potřebnou vzdálenost. Při tomto úkonu je nutno povolit šrouby, přesunout na potřebnou pozici a šrouby znovu dotáhnout. Konstrukce umožňuje posunutí až o 60 mm.

Druhý prvek je nakupovaný díl (obr.14) ze sortimentu společnosti Interroll s názvem: Přírubový nosník vratného válce pro nízká zatížení. Je vyroben z nerezové oceli a skládá se z pevné části připevněné k vyráběnému dílu a pohyblivé části, do které je připevněn vratný buben. Pohyblivá část je spojena k pevné části pomocí šroubu, který zaručuje možnost dopnutí pásu. Výrobce udává napínací délku 44mm. [10]

Celková napínací délka je tedy přibližně 100mm. Odpovídá přibližně 2% z celkové délky dopravníku. Ukázka minimálního a maximálního napnutí pásu viz příloha.

Dimensions*Obr. 14 Schéma a rozměry napínacího prvku [10]***5.6 VÁLEČKY VE SPODNÍ VĚTVI**

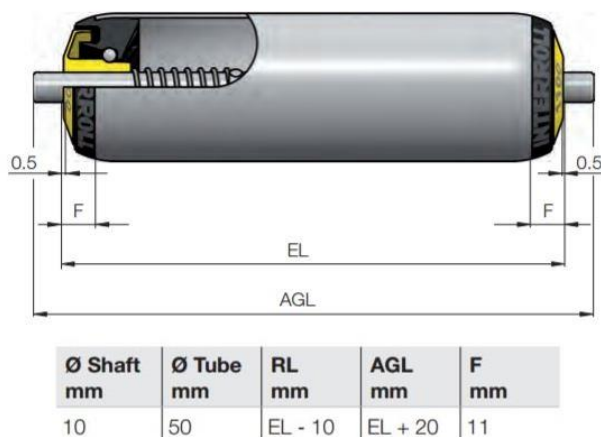
Válečky zvoleny ze sortimentu společnosti Interroll. Jedná se o váleček série 1100 pro nízká zatížení až 350N. Materiál těla dopravníku je PVC, což zaručuje nízkou hmotnost a tím i nízkou setrvačnost válečku. Integrovaná ložiska zaručují vynikající vlastnosti rozběhu. Pro aplikaci je využita varianta s pružným zasunutím ocelových hřídelí z obou stran. [7]

Válečky jsou upevněny pomocí vyrobených držáků z ocelových plechů.

Tab. 4 Údaje o válečku. [7]

VÁLEČEK SÉRIE 1100 1.1EL.SAA.HAC - 460		
Průměr těla	50	[mm]
Váha rotujících částí	1,5	[kg]
Instalační délka EL	460	[mm]
Průměr hřídele	10	[mm]
Materiál těla	PVC	

Dimensions for spring-loaded shaft



Obr. 15 Schéma tvaru a rozměrů válečku. [7]

5.7 PODPĚRNÝ PLECH

Slouží k podepření pásu v celé přepravní délce. Tato varianta nahrazuje použití podpěrných válečků v horní větvi. Celkem je použito dvou nerezových plechů tloušťky 1mm. Tyto plechy mají ohnuté stěny na bocích, aby mohli být uchyceny k bočnicím rámu a nehrozilo poškození pásu například hlavou šroubu. Při montáži je důležité brát zřetel na dotyk obou plechů. Nesmí vzniknout mezera nebo přesazení, aby nedošlo k poškození pásu.

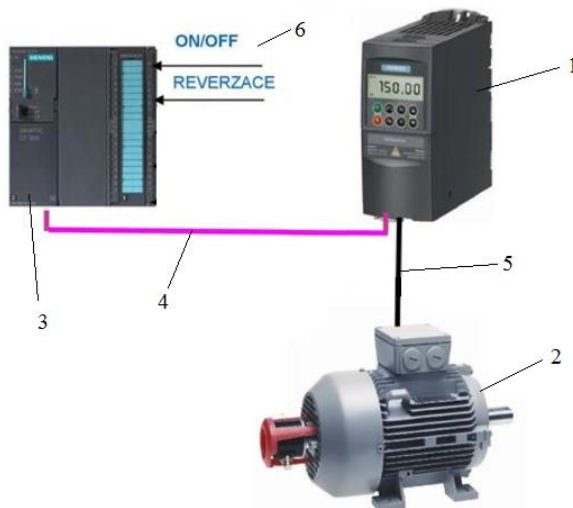
6 ZOHLEDNĚNÍ ŘÍZENÍ POHONU FREKVENČNÍM MĚNIČEM

Frekvenční měnič se používá pro ovládání otáček motoru. Dle požadavků lze dosáhnout hladkého rozběhu i brždění motoru a v některých případech i krátkodobého přetížení motoru. V neposlední řadě dochází i k úspoře elektrické energie.

6.1 NAVRŽENÉ ŘEŠENÍ CYKlické PŘEPRAVY

Po konzultaci s odborníky v oboru bylo navrženo řešení. Jedná se o řízení frekvenčního měniče pomocí řídicího systému (PLC) od firmy Siemens řady S7-300 [15]. Naprogramování řídicího systému zajistí řízení celého cyklu přepravy.

Frekvenční měnič a PLC by měly být umístěny v rozvodové skříni a k motoru by měl vést pouze napájecí kabel.




Obr. 16 Schéma připojení řídicích prvků.; 1- frekvenční měnič napájený ze sítě, 2- asynchronní motor, 3- řídicí systém (PLC), 4- komunikační propojení (Profibus), 5- napájení motoru, 6- naznačené signály řízení

6.2 POTŘEBNÉ KOMPONENTY ŘÍZENÍ

6.2.1 SPECIFIKACE FREKVENČNÍHO MĚNIČE

Hodnoty navrženého frekvenčního měniče byly určeny podle údajů navrženého motoru. Byl vybrán frekvenční měnič s nejbližšími vhodnými parametry.

Jedná se o nízkonapěťový frekvenční měnič od výrobce SIEMENS s označením G120C a jmenovitým výkonem 0,55 kW. [16]

Velikost	Jmenovitý výkon (kW)	Jmenovitý proud (A)	Objednací číslo			
	LO lehké přetížení		Bez odrušovacího filtru		Včetně odrušovacích filtru	
	0,55	1,7	6SL3210-1KE11-8U	1	6SL3210-1KE11-8A	1
	0,75	2,2	6SL3210-1KE12-3U	1	6SL3210-1KE12-3A	1
	1,1	3,1	6SL3210-1KE13-2U	1	6SL3210-1KE13-2A	1
	1,5	4,1	6SL3210-1KE14-3U	1	6SL3210-1KE14-3A	1
	2,2	5,6	6SL3210-1KE15-8U	1	6SL3210-1KE15-8A	1
	3,0	7,3	6SL3210-1KE17-5U	1	6SL3210-1KE17-5A	1

Obr. 17 Údaje zvoleného frekvenčního měniče (zvýrazněno). [16]

6.2.2 NAVRŽENÉ PŘÍSLUŠENSTVÍ FREKVENČNÍHO MĚNIČE

SÍŤOVÁ TLUMIVKA

Vyhlazuje harmonické výkyvy přiváděného proudu. Použitím tohoto prvku je možné docílení delší životnosti frekvenčního měniče.

Navržena síťová tlumivka s označením [17]: SINAMICS line reactor 380-480V 3AC 47-63HZ



Obr. 18 Síťová tlumivka [17]

ZÁKLADNÍ OVLÁDACÍ PANEL BOP-2

Jedná se o základní příslušenství. Umožňuje přímé nastavení frekvenčního měniče.



Obr. 19 Základní ovládací panel BOP-2 [17]

6.2.3 ŘÍDICÍ SYSTÉM SINAMIC S7-300

Tento prvek je určen pro realizaci rozmanitých automatizačních úloh středního rozsahu. Jádrem řídicího systému je jednotka CPU zpracovávající uživatelský program.

Pro navrhované řešení byl zvolen typ CPU 314. [15]



Obr. 20 Řídicí systém SINAMIC S7-300 [15]

ZÁVĚR

Cílem bakalářské práce bylo provést výpočet a konstrukční řešení pásového dopravníku pro montážní linku se zadanými parametry dle zadání.

V teoretické části byl uveden základní náhled na využití manipulačních strojů a zařízení, a jejich rozdělení. Dále se teoretická část zabývala pásovými dopravníky. Bylo zde popsáno jejich použití, rozdělení dle různých kritérií, informace o základních částech a náhledy na konstrukci.

Praktická část popisuje řešení návrhu pásového dopravníku dle zadání. Byl zde představen přepravovaný díl, informace o přepravě a požadavky, které bylo nutno splnit. Jednou z nejdůležitějších částí celé práce je funkční výpočet. Zde byly použity výpočty dle normy ČSN ISO 5048. Dále zde byly využity výpočty získané studiem, především výpočet pro návrh pohonu dopravních a manipulačních zařízení. Tyto výpočty byly využity pro návrh jednotlivých komponentů zařízení. Při návrhu bylo využito programu CATIA V5R20, ve kterém byl vytvořen elektronický 3D model a provedena veškerá dokumentace. Při navrhování komponentů byl kladen důraz na zjednodušení konstrukce zařízení, a proto byla většina komponentů zvolena jako nakupovaný díl. Většina dílů byla zvolena ze sortimentu firmy Interroll. Dle zadaných parametrů bylo nutné splnit podmínku cyklické přepravy. Z tohoto důvodu bylo navrženo řešení řízení přepravy obsahující frekvenční měnič a řídicí systém.

Výsledkem bakalářské práce je navržený pásový dopravník, jehož výkres sestavy je součástí přílohy.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] GAJDŮŠEK, Jaroslav a Miroslav ŠKOPÁN. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 1988. 277 s.
- [2] POLÁK, Jaromír, Jiří PAVLISKA, Aleš SLÍVA. *Dopravní a manipulační zařízení I*. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2001. 104 s. ISBN 80-248-0043-8.
- [3] DRAŽAN, František. *Teorie a stavba dopravníků*. 1. vyd. Praha: ČVUT. 1983. 290 s.
- [4] ČSN ISO 5048. *Zařízení pro plynulou dopravu nákladů – Pásové dopravníky s nosnými válečky – výpočet výkonu a tahových sil*. Praha: Český normalizační institut, 1994. 16 s.
- [5] Haberkorn. *Katalog dopravníkové systémy* [online]. [cit. 2017-04-23]. Dostupné z: http://www.haberkorn.cz/dyndoc/download/ss-dopravnikove_systemy-katalog.pdf
- [6] Rulmeca. *Technical information* [online]. [cit. 2017-04-19]. Dostupné z: http://download.rulmeca.it/catalogo/macrofamiglia_eng/1%20technical_information.pdf
- [7] Interroll. *Gravitační dopravníkové válečky série 1100* [online]. [cit. 2017-04-30]. Dostupné z: https://www.interroll.cz/fileadmin/products/cs/Resources_pdf_342530315.pdf
- [8] Interroll. *Bubnový motor 138i* [online]. [cit. 2017-04-30]. Dostupné z: https://www.interroll.cz/fileadmin/products/cs/Resources_pdf_342983179.pdf
- [9] Interroll. *Vratný válec s integrovanými ložisky* [online]. [cit. 2017-04-30]. Dostupné z: https://www.interroll.cz/fileadmin/products/cs/Resources_pdf_344341515.pdf
- [10] Interroll. *Přírubový nosník vratného válce* [online]. [cit. 2017-04-30]. Dostupné z: https://www.interroll.cz/fileadmin/products/cs/Resources_pdf_344164747.pdf
- [11] Interroll. *Blokové ložisko pro bubnové motory a vratné válce* [online]. [cit. 2017-04-30]. Dostupné z: https://www.interroll.cz/fileadmin/products/cs/Resources_pdf_344188299.pdf
- [12] Haberkorn. *Item stavebnicový systém MB* [online]. [cit. 2017-04-30]. Dostupné z: http://www.haberkorn.cz/files/file/system-hlinikovych-profilu/ke-stazeni/MB7_CZ.pdf
- [13] Rydell. *Process and conveyor belts* [online]. [cit. 2017-04-30]. Dostupné z: <http://www.rydell.com.au/uploads/2015%20Rydell%20Process%20and%20Conv%20belts.pdf>
- [14] Ripra, *Součinitele smykového tření* [online]. [cit. 2017-05-10]. Dostupné z: <http://www.pdms.cz/news/soucinitele-treni/>
- [15] Siemens. *Products for Totally Integrated Automation and Micro Automation* [online]. [cit. 2017-05-15]. Dostupné z: http://www1.siemens.cz/ad/current/content/data_files/katalogy/st70/cat_st-70_2009_en.pdf

- [16] Siemens. *Začínáme s Sinamics G120C* [online]. [cit. 2017-05-15]. Dostupné z: http://www1.siemens.cz/ad/current/content/data_files/technika_pohonu/menice/stridave_menice/nizkonapetove_menice/sinamics-g120c/gsg_sinamics-g120c_2012-03_cz.pdf
- [17] Siemens. *SINAMICS Inverters for Single-Axis Drives and SIMOTICS Motors* [online]. [cit. 2017-05-15]. Dostupné z: http://www1.siemens.cz/ad/current/content/data_files/katalogy/d31/cat_d31n_2016-03_en.pdf
- [18] Item. *Online katalog* [online]. [cit. 2017-05-15]. Dostupné z: <http://product.item24.cz/en/home/products/product-catalogue.html>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

B	[m]	Šířka dopravního pásu
d_B	[m]	Průměr hnaného bubnu
d_H	[m]	Průměr hnacího bubnu
d_M	[m]	Průměr hnacího bubnu
f	[–]	Globální součinitel tření
F_H	[N]	Hlavní odpory
F_{HV}	[N]	Třecí odpor mezi pásem a podpěrným plechem
F_{Max}	[N]	Maximální obvodová síla při rozběhu
F_{OB}	[N]	Odpor ohybu pásu přes bubny
F_{OL}	[N]	Odpor v ložiskách nepoháněného bubnu
f_{PP}	[–]	Třecí součinitel mezi pásem a plechem
f_s	[hod ⁻¹]	Počet sepnutí motoru za hodinu
F_{SK}	[N]	Obvodová síla přepočítaná pro navržený motor
F_{Stat}	[N]	Celková síla statických odporů
g	[m·s ⁻²]	Tíhové zrychlení
I_B	[kg·m ²]	Moment setrvačnosti hnaného bubnu
I_{red}	[kg·m ²]	Redukovaný moment setrvačnosti
L_D	[m]	Délka dopravníku
m_{BI}	[kg]	Uvažovaná hmotnost hnaného bubnu
M_{KDyn}	[Nm]	Krouticí moment k překonání dynamických odporů
M_{KH}	[Nm]	Celkový krouticí moment potřebný na hnacím bubnu
M_{KStat}	[Nm]	Krouticí moment k překonání statických odporů
m_N	[kg]	Hmotnost přepravovaného dílu
m_P	[kg·m ⁻²]	Hmotnost pásu na metr čtvereční
M_P	[kg]	Hmotnost pásu
m_{VD}	[kg]	Hmotnost rotující části jednoho válečku
n_D	[–]	Počet válečků v dolní větvi
n_N	[–]	Počet přepravovaných dílů
P_B	[W]	Potřebný provozní výkon na hnacím bubnu
P_P	[W]	Potřebný provozní výkon poháněcího motoru
q_M	[kg·m ⁻¹]	Hmotnost přepravovaných dílů na 1 m

q_P	[kg·m ⁻¹]	Hmotnost dopravního pásu na 1 m
q_{RD}	[kg·m ⁻¹]	Hmotnost rotujících částí válečků na 1m v dolní větvi
r_{B1}	[m]	Uvažovaný vnější poloměr hnaného bubnu
r_{B2}	[m]	Uvažovaný vnitřní poloměr hnaného bubnu
T_{2Min}	[N]	Minimální síla v pásu ve spodní větvi v místě sbíhání z hnacího bubnu
t_Z	[s]	Čas zrychlení na přepravní rychlost
v	[m·s ⁻¹]	Dopravní rychlost
Z	[N]	Orientační napínací síla
α_H	[deg]	Sklon dopravníku
ε	[s ⁻²]	Úhlové zrychlení motoru
η_P	[–]	Součinitel účinnosti převodovky a motoru
μ	[–]	Součinitel tření mezi pásem a hnacím bubnem
ζ	[–]	Součinitel rozběhu
σ_P	[N·mm]	Dovolené napětí v pásu
φ	[rad]	Úhel opásání hnacího bubnu, dle konstrukce
ω_B	[s ⁻¹]	Výpočtová úhlová rychlost hnaného bubnu
ω_V	[s ⁻¹]	Výpočtová úhlová rychlost hnacího bubnu

SEZNAM PŘÍLOH

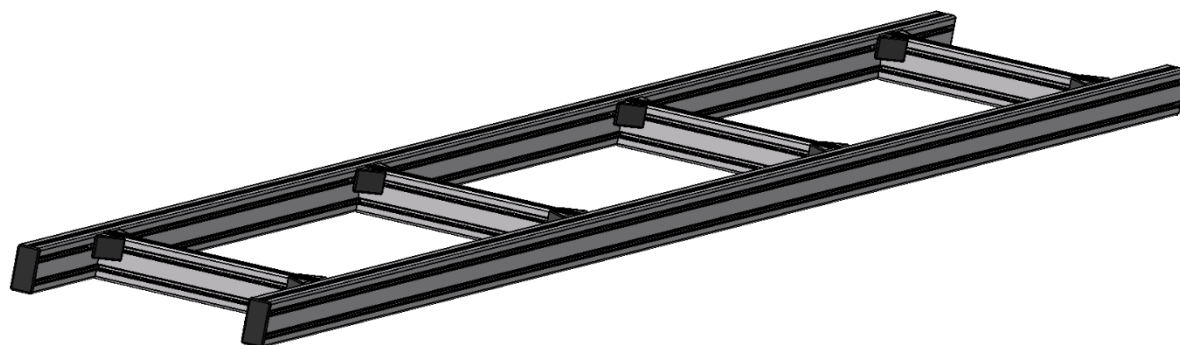
Zobrazení modelu dopravníku a jeho částí

Rám	I
Podstava	I
Mechanická zábrana	II
Ukotvení motoru	II
Napínací zařízení, minimální napnutí	III
Napínací zařízení, maximální napnutí	III
Uchycení válečků na rám a rámu na podstavu	III
Pásový dopravník nenaložený	IV
Pásový dopravník naložený i připravený k odebrání dílu	IV

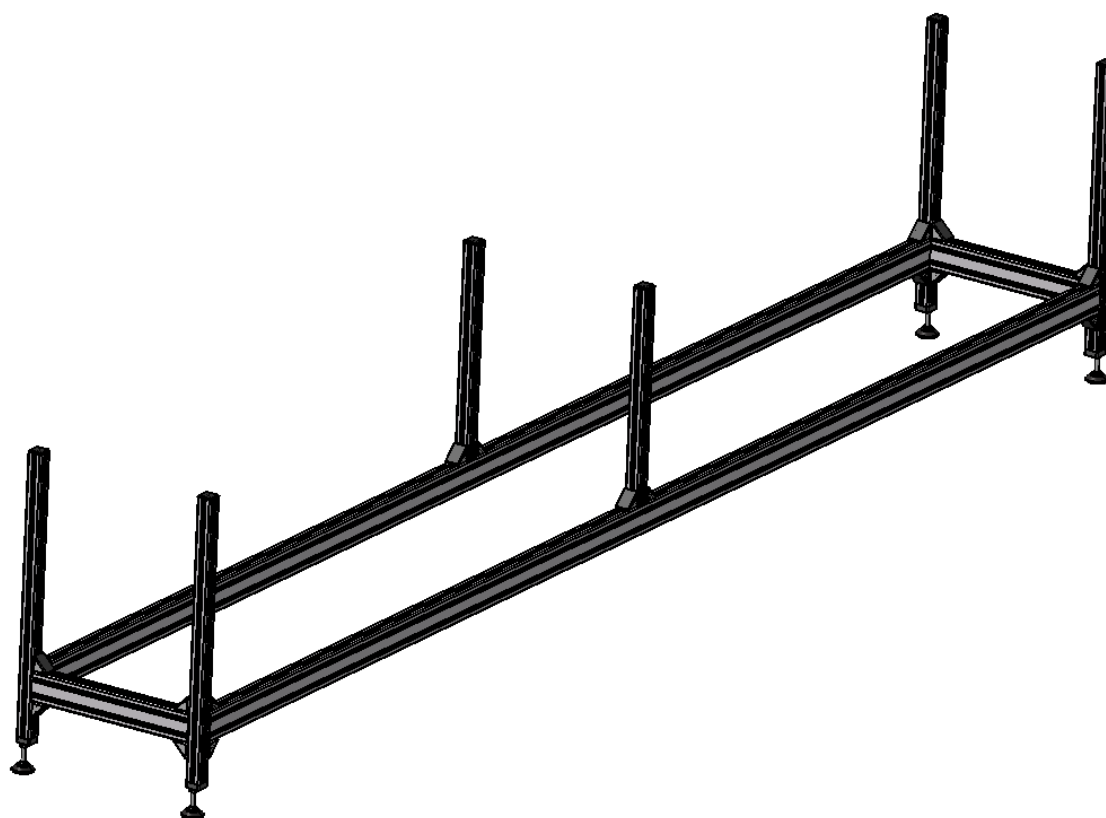
Výkresová dokumentace

Číslo výkresu	Název	Druh dokumentu	List
17-BP-00/00	PÁSOVÝ DOPRAVNÍK	výkres sestavy	1/3
17-BP-00/00	PÁSOVÝ DOPRAVNÍK	kusovník	2/3
17-BP-00/00	PÁSOVÝ DOPRAVNÍK	kusovník	3/3

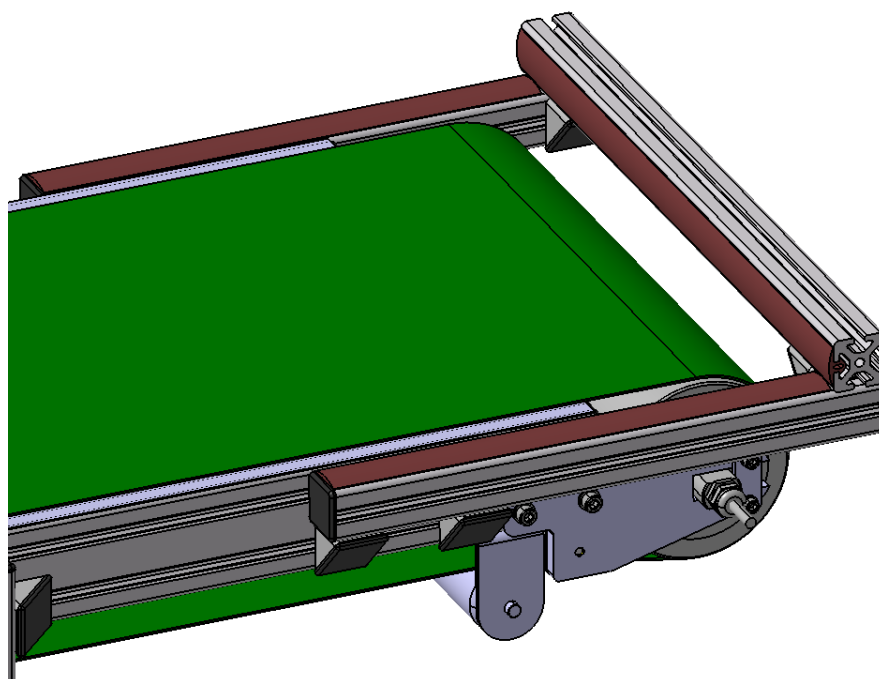
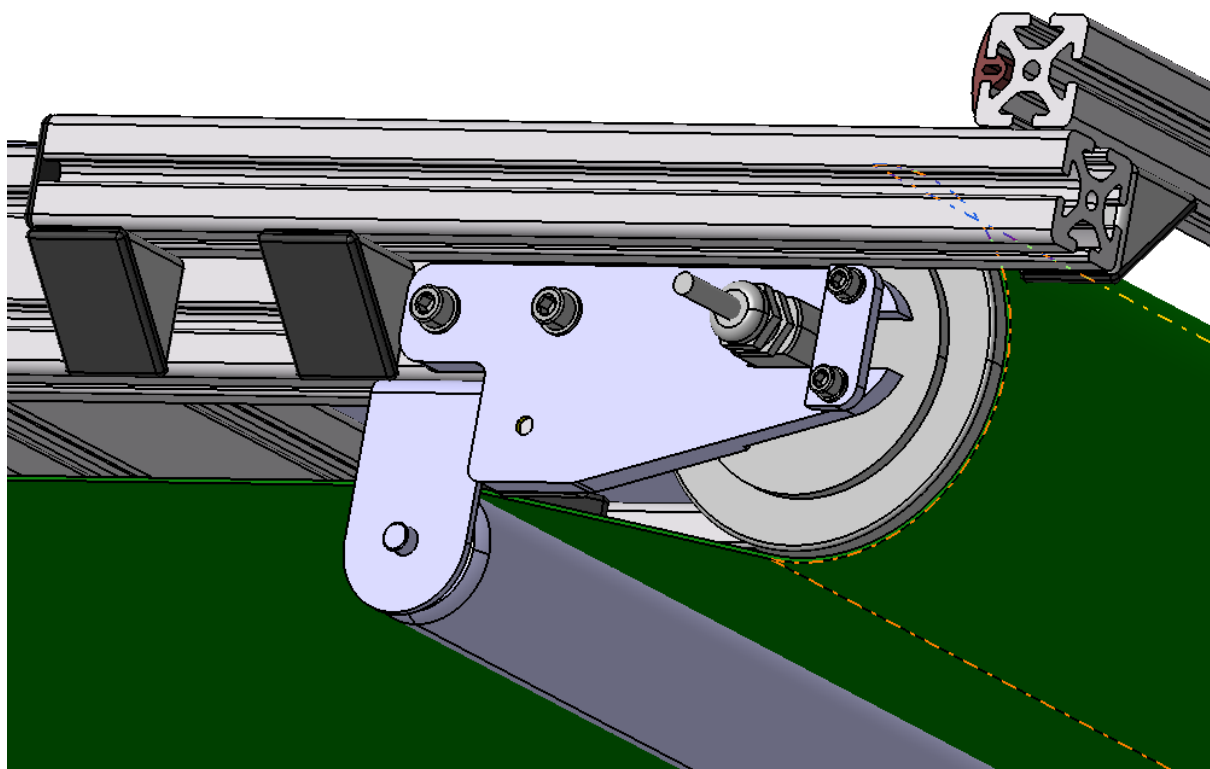
ZOBRAZENÍ MODELU DOPRAVNÍKU A JEHO ČÁSTÍ

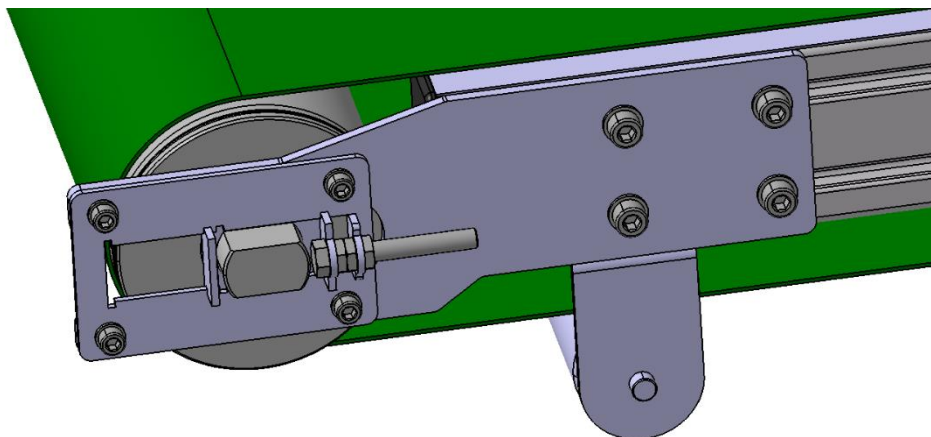


Rám

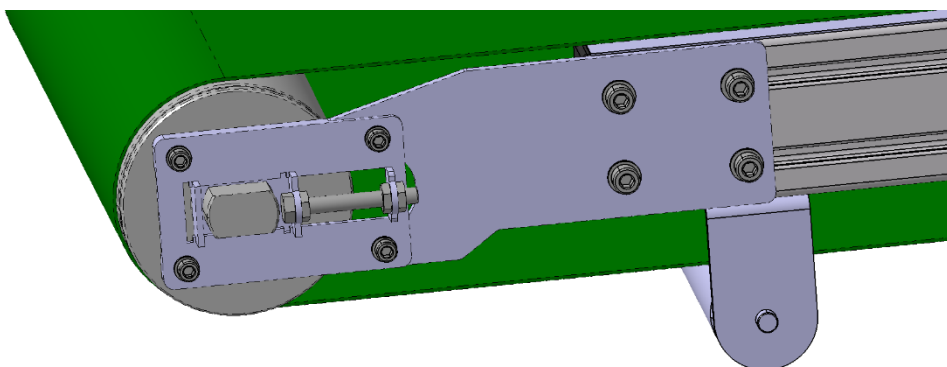


Podstava

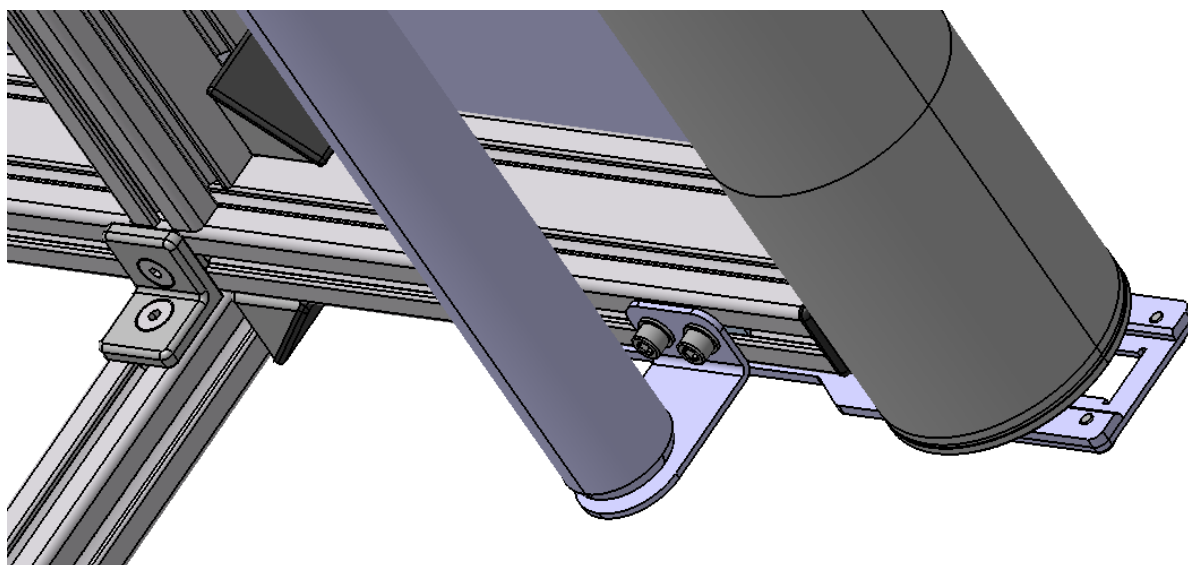
*Mechanická zábrana**Ukotvení motoru*



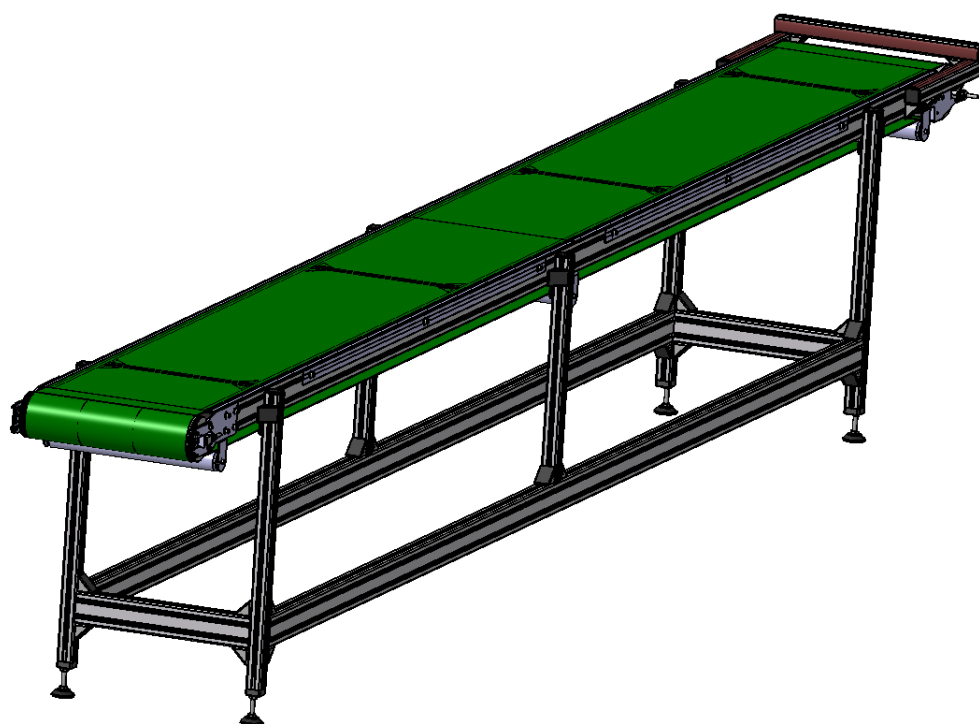
Napínací zařízení, minimální napnutí



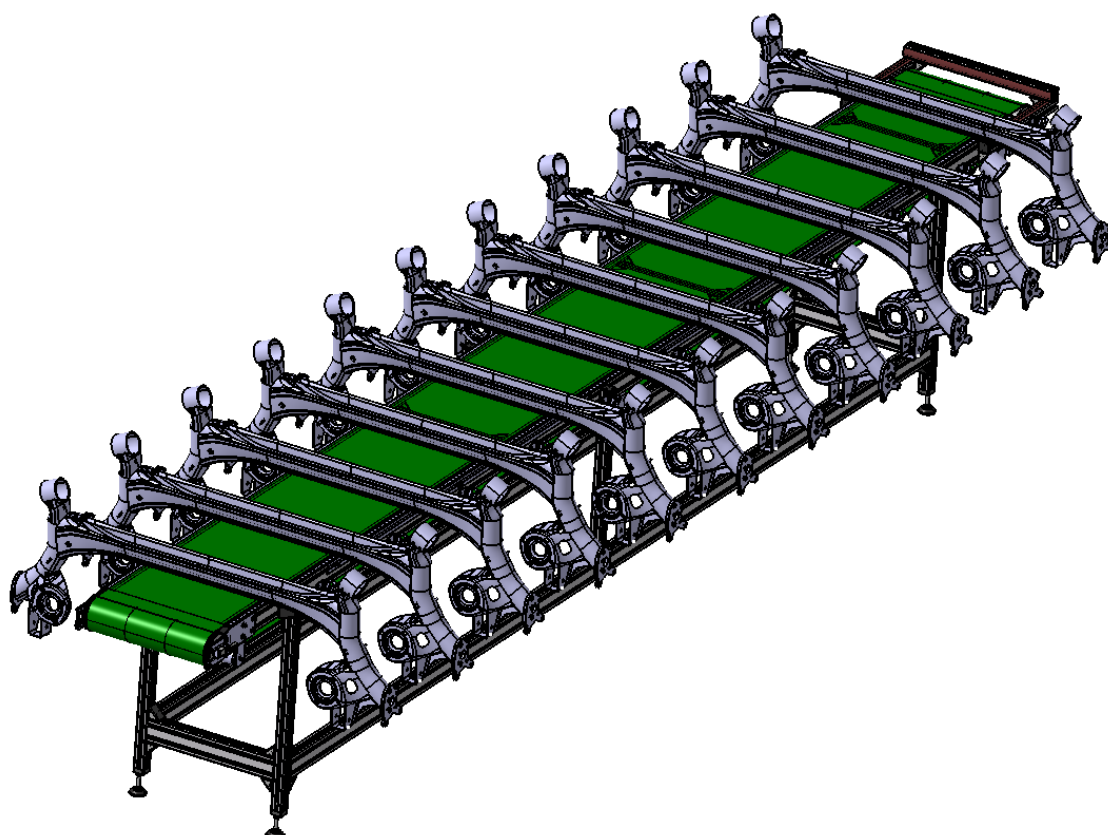
Napínací zařízení, maximální napnutí



Uchycení válečků na rám a rámu na podstavu.



Pásový dopravník nenaložený.



Pásový dopravník naložený i připravený k odebrání dílu